



Infrazydkabine (in Danish)

Møller, Henrik; Rubak, Per; Lauridsen, Sven

Published in:

Proceedings of Meeting of Nordisk Akustisk Selskab, Sandefjord, Norway, August 25-27, 1976

Publication date:

1976

Document Version

Anden version

[Link to publication from Aalborg University](#)

Citation for published version (APA):

Møller, H., Rubak, P., & Lauridsen, S. (1976). Infrazydkabine (in Danish). I *Proceedings of Meeting of Nordisk Akustisk Selskab, Sandefjord, Norway, August 25-27, 1976* (s. 220-232)

General rights

Copyright and moral rights for the publications made accessible in the public portal are retained by the authors and/or other copyright owners and it is a condition of accessing publications that users recognise and abide by the legal requirements associated with these rights.

- Users may download and print one copy of any publication from the public portal for the purpose of private study or research.
- You may not further distribute the material or use it for any profit-making activity or commercial gain
- You may freely distribute the URL identifying the publication in the public portal -

Take down policy

If you believe that this document breaches copyright please contact us at vbn@aub.aau.dk providing details, and we will remove access to the work immediately and investigate your claim.

Henrik Møller, Per Rubak, Sven Lauritsen

Infralydkabine (in Danish)

Proceedings of Meeting of Nordisk Akustisk Selskab, Sandefjord, Norway,

August 25-27, 1976, pp. 220-232

INFRALYDKABINEIndledning.

Ved Aalborg Universitetscenter er startet et projekt over emnet infralyd. I projektet skal bl.a. indgå en undersøgelse af menneskets reaktioner overfor påvirkning med infralyd. Til brug for disse forsøg er opbygget en testkabine, hvor forsøgspersoner kan udsættes for kontrollerede infralydpåvirkninger, samtidig med at deres almentilstand kan overvåges blandt andet ved måling af en række fysiologiske data.

Der skal i denne artikel fortælles lidt om de overvejelser, der har ligget til grund for den valgte opbygning af kabinen, samt fortælles om de indtil nu opnåede resultater.

Krav til kabinen.

Som indledning til dimensioneringen har været opsat en række krav til systemet.

1. Testkabinen bør være på størrelse med et lille kontor, således at forsøgspersonerne ikke generes og eventuelt påvirkes psykisk af for små dimensioner.
2. Frekvensområde: 2 - 20 Hz.
3. Maksimalt opnåeligt lydtryk ved 20 Hz: 125 dB med minimal forvrængning.
4. Forsøgspersonen må kun udsættes for akustisk påvirkning. Mekaniske vibrationer hidrørende fra lydgifveren må ikke nå forsøgspersonen.
5. Det skal være muligt at generere infralydsignaler af vilkårlig form, altså ikke blot rene sinussvingninger.
6. Maksimal lydreduktion i infralydområdet fra testkabine til omgivelser.

Selve testkabinen har et grundareal på $2,3 \times 2,84 \text{ m} = 6,53 \text{ m}^2$ og en loftshøjde på 2,4 m, altså et volumen på $15,7 \text{ m}^3$.

En del af kabinens ene væg udgøres af et kvadratisk stempel ($1,4 \times 1,4 \text{ m} = 1,96 \text{ m}^2$), hvis bevægelse vinkelret på vægfladen genererer infralyden.

Under forudsætning af at:

- a) lydtrykket er det samme overalt i rummet i ovennævnte frekvensområde,
 - b) luftens tilstandsændringer sker isotermt,
 - c) rummets begrænsninger er fuldstændig stive,
- kan kabinens nødvendige volumenændring for en ønsket trykændring beregnes ud fra gasloven for en isotherm proces:
- $$p \cdot V = \text{konstant.}$$
- Dette giver en nødvendig volumenændring på

$$\Delta V = V \frac{\Delta p}{p_s} = \sqrt{2} \cdot 15,7 \text{ m}^3 \frac{2 \times 10^{-5} \text{ Nm}^{-2} \times 10^{125/20}}{10^5 \text{ Nm}^{-2}} = 7,9 \times 10^{-3} \text{ m}^3$$

Med et stempelareal på $1,96 \text{ m}^2$ bliver den nødvendige stempelvandring $\pm 4 \text{ mm}$.

Valg af drivkraft.

Det kvadratiske stempel drives af en hydraulisk cylinder, anbragt i et lukket rum bagved stemplet. Hydraulikken valgtes bl.a. fordi den ligesom normale højttalere tillader gengivelse af et vilkårligt signal, men er i stand til at behandle langt højere effekter ved lave frekvenser, end højttalerne. En anden tænkelig mulighed var at drive stemplet ved hjælp af en kurveskivemekanisme, men denne tillader ikke gengivelse af signaler af vilkårlig, ikke periodisk form.

Dimensioneringskravene til det hydrauliske system fremkommer ved at benytte kravet om et lydtryk på 125 dB ved 20 Hz:

$x = x_0 \sin \omega t$, hvor x er stemplets position, og x_0 stemplets maksimale udsving, (her $\pm 4 \text{ mm}$).

Hydraulikcylinderen har et stempelareal $A_1 = 3,6 \text{ cm}^2$, hvilket giver en nødvendig maksimal olievolume strøm på $x_0 \omega A_1 = 10,9 \text{ l/min.}$ og en nødvendig gennemsnitlig olievolume strøm $4 \times x_0 A_1 \frac{\omega}{2\pi} = 6,9 \text{ l/min.}$ hvor $\omega = 2\pi \cdot 20 \text{ Hz}$ er indsat.

Massen m_2 af det bevægede system (kvadratisk stempel + stempelstang + hydraulisk stempel) er 24 kg. Maksimalværdien af den kraft som er nødvendig for at drive stemplet bliver da $P = m_2 \times \omega^2 = 1515 \text{ N}$, og det nødvendige maksimale olietryk

$$P/A_1 = 42 \text{ bar. (Der ses bort fra luftens tryk på stemplet).}$$

Den anvendte pumpestation kan yde 30 l/min ved 75 bar.

Forudsætnin gernes holdbarhed.

- a) Det er ved måling konstateret, at lydtrykket er det samme overalt i rummet, i hvert fald op til 10 Hz. Herover begynder man at kunne se lidt af et standbølgeomønstre, og det vil være rimeligt

senere at analysere dette problem nøjere. Til brug ved dimensioneringen af systemet er antagelsen dog rimelig god.

- b) Antagelsen om den isoterme proces er "til den sikre side" idet en adiabatisk proces ($pV^\gamma = \text{konstant}$) stiller mindre krav til den nødvendige volumenstrøm end en isoterm. Senere trykmålinger har vist, at processen er adiabatisk.
- c) Forudsætningen om stive vægge er naturligvis forkert til "den usikre side", idet en udbøjning af væggene vil give en større nødvendig stempelvandring. Både af hensyn hertil, og af hensyn til lydreduktionstallet mellem kabine og omgivelser er det nødvendigt at sikre minimale udbøjninger af kabinens begrænsninger.

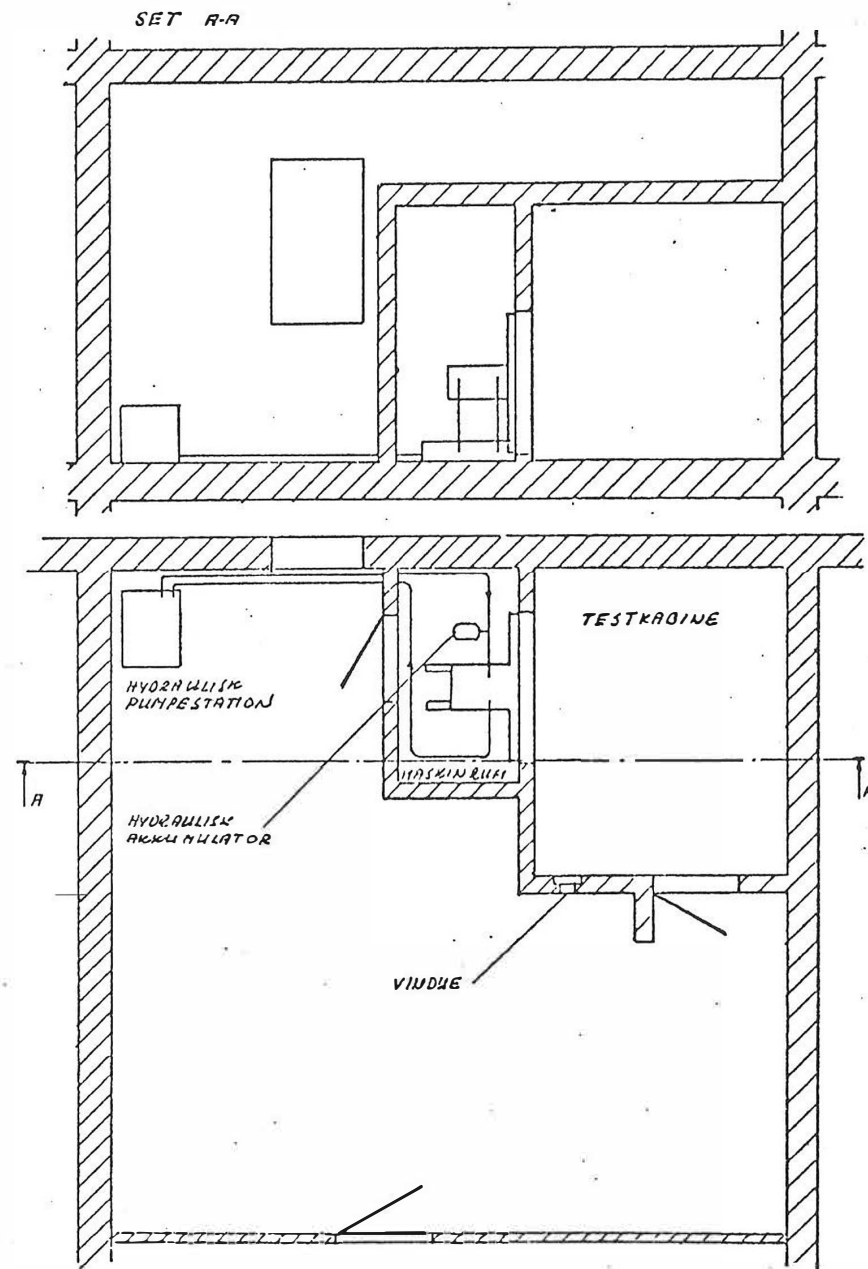
Dimensionering af vægge og døre.

Fig. 1 viser laboratoriet med kabine, "maskinrum" og hydraulisk pumpestation. Pumpestationen er anbragt i en vis afstand fra kabinen; og således at maskinrummet tildels danner skærm mellem denne støjkilde og kabinens indre. - Det er meningen at men senere vil afskærme pumpestationen akustisk, idet støjen herfra ikke er uvæsentlig. I olieledningen mellem pumpestation og styreventilen for cylinderen er indskudt en hydraulisk akkumulator, således at pumpestationen kan dimensioneres for den gennemsnitlige olievolume-strøm i stedet for den maksimale.

Praktiske og økonomiske forhold har gjort det nødvendigt at placere infralydlaboratoriet og dermed kabinen i 2. sals højde i en ældre murstensbygning, med normale arbejdspladser i de umiddelbart tilstødende rum. Denne ikke særlig ideelle placering forstærker interessen for infralydreduktionstallet for kabinens begrænsninger.

Hensynet til etageadskillelsens bæreevne har bestemt kabinens placering som vist i et hjørne med to svære (32 cm tykke) bærende murstensvægge, idet man herved sparer vægten af to kabinevægge, og får så meget som muligt af belastningen fra de to øvrige kabinevægge og kabinens loft ført direkte over i de bærende vægge.

Alene kabinens placering i bygningen kræver minimal masse af kabinevægge og loft. Da desuden begrænsningerne så vidt muligt skal være uden resonanser i området 2 - 20 Hz, og en placering af disse tilstrækkeligt langt under 2 Hz anses for urealistisk, medfører dette også et krav om en let og stiv begrænsningskonstruktion.



Figur 1

Af disse grunde må valget falde på et materiale med lav massefylde og høj elasticitetskoefficient.

Selvom andre metoder til bygning af lette, stive vægge har været overvejet, valgtes murværk af letbeton (LECA) og loft af armeret letbetondæk (LECA), idet det ansås for at være den billigste og hurtigste realiserbare løsning, og fordi murværk i sig selv har en vis indre dæmpning.

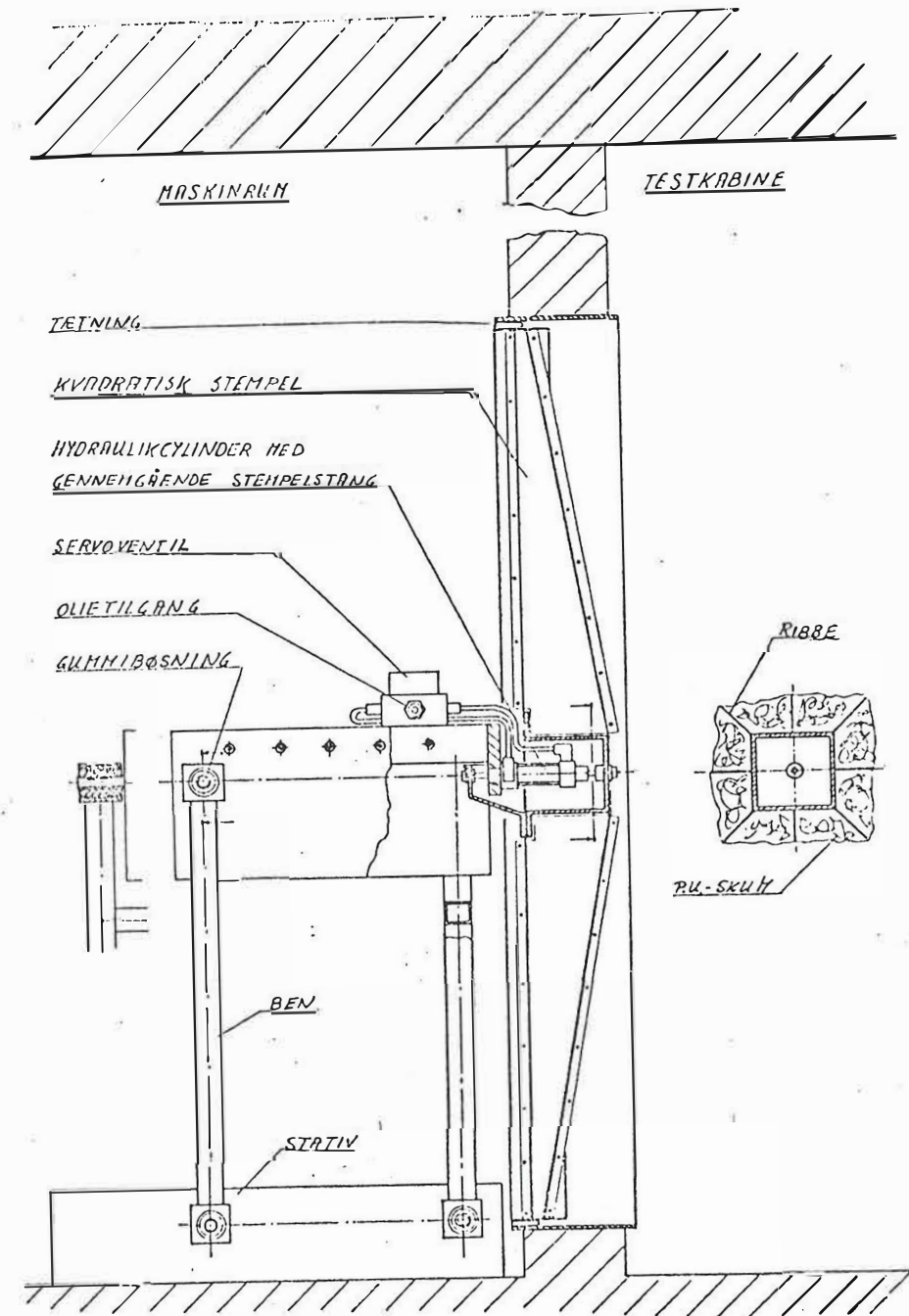
Massefylden er let tilgængelig for alle bygningsmaterialer (for 15 cm LECA, som anvendt til murværk: 150 kg/m^2 murflade), hvorimod en sikker værdi for elasticitetskoefficienten er svær at finde. Elasticitetskoefficienten er meget afhængig af fugematerialet og dets procentvise andel af den samlede mur. Værdier svingende fra $4 \times 10^8 \text{ N/m}^2$ (kalk-mørtel) til $6 \times 10^9 \text{ N/m}^2$ (cementmørtel) opgives.

Overalt, hvor der fuges, er derfor anvendt ren cementmørtel, og der er i væggenes vandrette fuger indlagt jern. Kantsamlinger mellem loft og vægge er overalt gjort så stive som muligt.

De nødvendige døre til kabine og maskinrum er begge udformede efter samme retningslinier som de øvrige begrænsninger. Der er tale om to maskinrumsdøre, hver bestående af to afribbede 1,5 mm stålplader med 56 mm's afstand. Hulrummet imellem dem er fyldt ud med polyurethanskum.

I kabinen er der endvidere et vindue af armeret 8 mm tykt glas $150 \times 280 \text{ mm}$ som tillader overvågning udefra af hele kabinen. Størrelsesordenen af udbøjningen af rummets begrænsninger kan fås ved at beregne udbøjningen af kabinens loft, der er den slappeste af begrænsningerne. Loftet regnes som en plade, simpelt understøttet langs kanterne. Dette er ikke rigtigt, da en vis grad af indspænding kan forventes, men da dette forhold er meget vanskeligt at anslå med nogen videre nøjagtighed, og da antagelsen er "på den sikre side", vil den være et rimeligt dimensioneringsgrundlag. Pladen regnes belastet med en jævnt fordelt statisk belastning svarende til det maksimale lydtryk på 125 dB. Udbøjningen bliver på ca. $1,3 \mu\text{m}$. Hvis man tænker sig alle kabinens begrænsninger parallelforskudte $1,3 \mu\text{m}$ ville det give en volumenændring på $52 \times 10^{-6} \text{ m}^3$, helt forsvindende ved siden af den nødvendige $\Delta V = 7,9 \times 10^{-3} \text{ m}^3$.

Den laveste egenfrekvens for kabinens loft, igen regnet som en simpelt understøttet plade kan udregnes til ca. 83 Hz. Tilsvarende gælder for dørene: max. udbøjning på midten $\leq 4 \mu\text{m}$, laveste egenfrekvens $\geq 60 \text{ Hz}$.



Figur 2

Stemplets udformning.

Fig. 2 viser et snit i den komplette lyd giver.

Stemplet er opbygget som en afribbet sandwich-konstruktion af aluminiumplade (0,75 mm og 1 mm) monteret på et centrum af 6 mm stålplade, og med hulrummet mellem for og bagplade fyldt op med polyurethanskum. Aluminiumpladerne er samlede ved en kombination af popnitning og limning. Den samlede vægt er som før nævnt 24 kg.

Konstruktionen er vanskelig at beregne med rimelig nøjagtighed men det er ved målinger konstateret, at stemplet svinger som et stift stempel i anvendelsesområdet.

Vibrationsdæmpet ophæng.

For at isolere for vibrationer hidrørende fra den oscillerende bevægelse af stemplets masse er hydraulikcylinderen ikke fastgjort til gulvet via et stift stativ, men er fastgjort til en stor masse $m_1 = 200$ kg, der igen via gummibøsninger i begge ender af de viste "ben" er lejret i et stativ, boltet til gulvet.

Ved hjælp af gummibøsningerne er den i sin natur ustabile ligevægtsstilling af massen M gjort stabil, og da den samlede tilbageføringskraft fremkommer som en differens mellem gummibøsningernes og tyngdens virkning, kan systemets stivhed gøres vilkårlig lille. Herved er egenfrekvensen af M i forbindelse med sin elastiske ophængning bragt ned på ca. 0,7 Hz.

Det samlede drivsystem.

Hele det opbyggede system er skematisk vist i fig. 3.

m_1 er massen af den store jernklods (200 kg)

m_2 er massen af stemplet (24 kg)

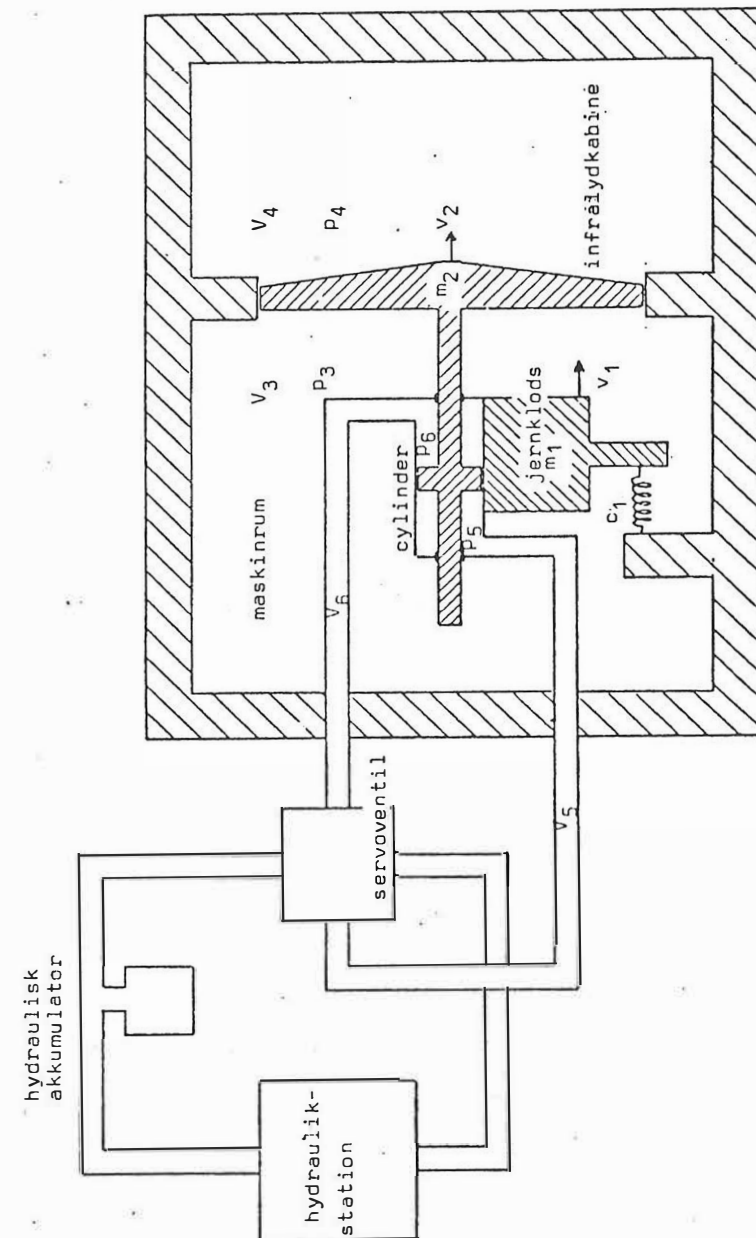
c_1 er eftergivenheden af den store masses ophæng

V_3 og V_4 er volumenerne af henholdsvis maskinrum og kabine (5,5 m³ og 15,7 m³).

V_5 og V_6 er olievolumenerne i de to cylinderhalvdele plus tilledninger fra ventilen.

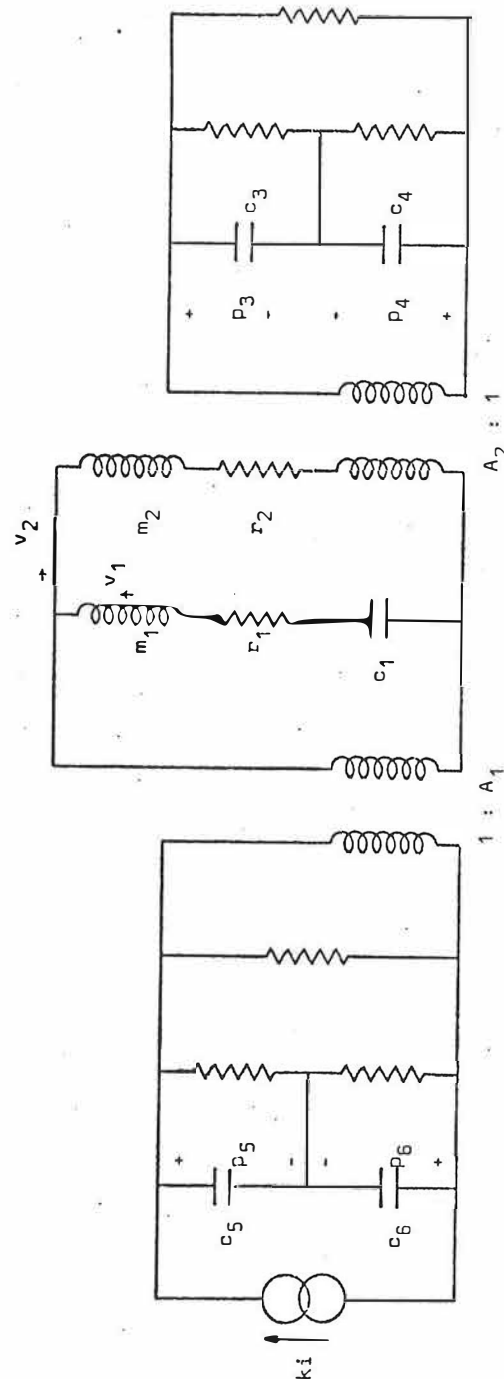
$p_3 - p_6$ angiver trykkene i de pågældende kamre.

v_1 og v_2 angiver hastighederne af de to masser m_1 og m_2 .



Figur 3

Opstilles et ækvivalentdiagram i impedansanalogien, fås fig. 4.



Figur 4

$$\begin{aligned}
 m_1 &= 200 \text{ kg} \\
 m_2 &= 24 \text{ kg} \\
 c_1 &= 300 \times 10^{-6} \text{ m/N} \\
 c_3 &= 5,5 \text{ m}^3 / 1,4 \times 10^5 \text{ N/m}^2 = 39 \times 10^{-6} \text{ m}^5/\text{N} \\
 c_4 &= 15,7 \text{ m}^3 / 1,4 \times 10^5 \text{ N/m}^2 = 112 \times 10^{-6} \text{ m}^5/\text{N} \\
 c_5 &= 86 \times 10^{-6} \text{ m}^3 / 7 \times 10^8 \text{ N/m}^2 = 123 \times 10^{-15} \text{ m}^5/\text{N} \\
 c_6 &= 49 \times 10^{-6} \text{ m}^3 / 7 \times 10^8 \text{ N/m}^2 = 70 \times 10^{-15} \text{ m}^5/\text{N} \\
 A_1 &= 3,6 \times 10^{-4} \text{ m}^2 \\
 A_2 &= 1,96 \text{ m}^2 \\
 k &= 12,5 \times 10^{-3} \text{ m}^3 \text{s}^{-1}/\text{A}
 \end{aligned}$$

A_1 er arealet af det hydrauliske stempel, mens A_2 er det store stempels areal.

$c_3 - c_6$ angiver eftergivenheden af de pågældende hulrum. I luft beregnes de som volumen/ γp_s , hvor p_s er det stationære tryk og γ er 1 eller 1,4 afhængigt af om processen foregår isotermt eller adiabatisk. Som tidligere nævnt forløber processen adiabatisk ved de pågældende frekvenser, hvorfor $\gamma = 1,4$ må indsættes.

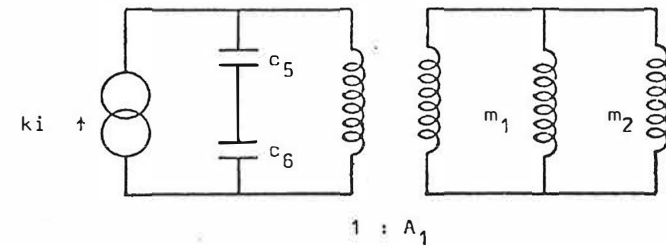
I olie er eftergivenheden givet ved volumen/oliens bulk modulus. Oliens bulk modulus er $15 \times 10^8 \text{ N/m}^2$, men på grund af luftudskillelse må sædvanligvis regnes med en noget lavere værdi f.eks- $7 \times 10^8 \text{ N/m}^2$.

Der er desuden indført lækmodstande i det hydrauliske og det akustiske system, samt to modstande r_1 og r_2 i det mekaniske system til at illustrere dæmpning.

Hydraulikstation, akkumulator og servventil kan vises at fungere som en olieflow-generator med et flow proportionalt med en styrestrøm til ventilen.

Såfremt kabinerne er tætte, fås det aktuelle lydtryk $p_4 = A_2 v_2 / s c_4$. For at gøre lydtrykket uafhængigt af frekvensen må v_2 altså stige med frekvensen, hvilket naturligvis svarer til, at stemplet skal holde konstant displacement.

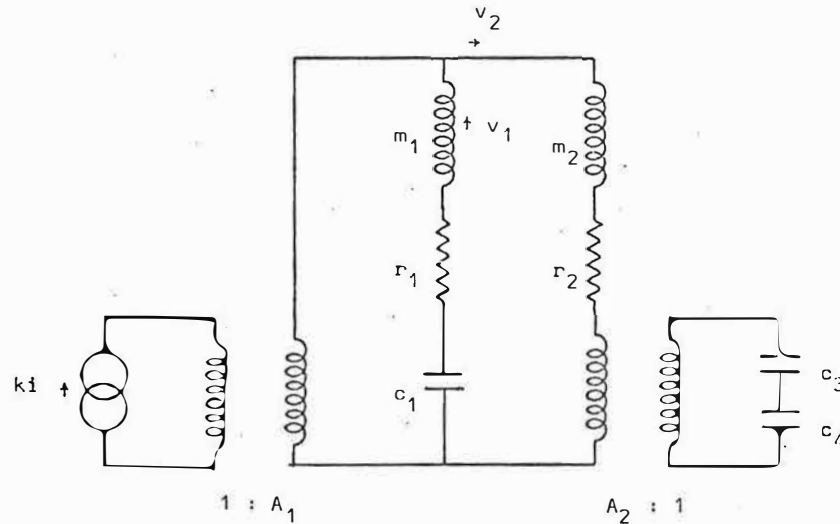
Ved høje frekvenser vil den mekaniske og akustiske belastning af hydraulikken hovedsageligt være parallellforbindelsen af m_1 og m_2 , hvorfor forholdene kan tilnærmes med det simple system i fig. 5.



Figur 5

Dette kredsløbs resonansfrekvens givet ved $\frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{(c_5+c_6)A_1^2(m_1+m_2)}{c_5c_6m_1m_2}}$
 = 59 Hz kaldes den hydrauliske egenfrekvens, og over denne frekvens
 falder "strømmene" v_1 og v_2 12 dB/oktav, idet ventilens olie-
 output bruges som "kompressionsflow" til hulrummene V_5 og V_6
 i stedet for at frembringe en flytning af stemplet.

Holder vi os tilpas under den hydrauliske egenfrekvens bliver
 diagrammet (stadig under forudsætning af, at kamrene er tætte):



Figur 6

Tænker vi os, at vi ikke havde den store 200 kg's masse, men
 havde gjort hydrauliksystemet fast direkte til gulvet, ville
 gren 1 ikke have eksisteret, og den kraft vi ville overføre
 til gulvet var at finde på sekundærsiden af transformatoren
 1 : A_1 . Med indførelsen af ophængen får vi kraften delt, så
 kun kraften (spændingen) over c_1 og r_1 overføres.

Dette er naturligvis ikke opnået uden komplikationer, idet -
 som det skal vises i det følgende - overføringsfunktionen
 v_2/i ikke mere er ret.

Hvis vi indfører

$$c_2 = \frac{1}{A_2^2} \cdot \frac{c_3 \times c_4}{c_3 + c_4}, \text{ fås}$$

$$\frac{v_2}{ki} = \frac{m_1}{m_1 + m_2} \cdot \frac{s^2 + \omega_1 d_1 s + \omega_1^2}{s^2 + \omega_0 d_0 s + \omega_0^2}$$

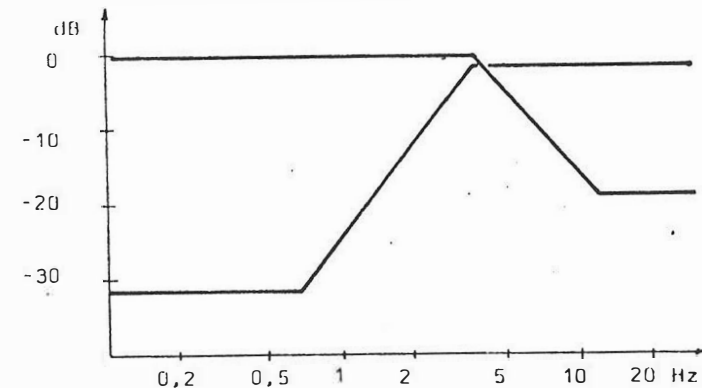
$$\frac{v_1}{ki} = \frac{m_2}{m_1 + m_2} \cdot \frac{s^2 + \omega_2 d_2 s + \omega_2^2}{s^2 + \omega_0 d_0 s + \omega_0^2}$$

$$f_1 = \frac{\omega_1}{2\pi} = \frac{1}{2\pi\sqrt{c_1 m_1}} = 0,65 \text{ Hz}$$

$$f_2 = \frac{\omega_2}{2\pi} = \frac{1}{2\pi\sqrt{c_2 m_2}} = 11,8 \text{ Hz}$$

$$f_0 = \frac{\omega_0}{2\pi} = \frac{1}{2\pi\sqrt{\frac{c_1 + c_2}{c_1 c_2 (m_1 + m_2)}}} = 3,9 \text{ Hz}$$

Asymptotekarakteristikkerne bliver nu:



Figur 7

Modkobling.

Da servopventilen ikke er lineær - specielt ikke ved store udstyringer - er det tanken, at systemet skal modkobles. Selvom vort egentlige ønske er konstant displacement i frekvens falder valget formodentlig på en hastighedsmodkobling med modforvrænget indgangssignal.

Opnåede specifikationer.

Endnu (29/6) har det samlede system ikke fungeret tilfredsstillende, men alle delelementerne er efter forskellige ændringer bragt til at følge de ovenfor benyttede modeller. Specielt har der været problemer med højfrekvenssegenskaber og forvrængning i det hydrauliske system. Afprøvning af det samlede system kan formodentlig gennemføres i løbet af juli og august måned, således at resultaterne kan foreligge på kongressen sidst i august.